

クランク室圧縮2サイクル機関における給・排気管 効果の高速示圧計による実験的解析

その他（別言語等） のタイトル	Experimental Analysis by means of Pressure Indicator about Intake-Exhaust Pipe Effects in Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine
著者	澤 則弘, 山辺 信, 沢 昌良
雑誌名	室蘭工業大学研究報告. 理工編
巻	6
号	1
ページ	129-149
発行年	1967-07-10
URL	http://hdl.handle.net/10258/3411

クランク室圧縮2サイクル機関における給・排気管 効果の高速示圧計による実験的解析

沢 則 弘 ・ 山 辺 信 ・ 沢 昌 良

Experimental Analysis by means of Pressure Indicator about Intake-Exhaust Pipe Effects in Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa, Makoto Yamanobe and Masayosi Sawa

Abstract

To obtain more verifications about the effects of intake and exhaust pipe system in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine, the pressure-variations in inlet or exhaust port, crankcase and cylinder were taken out as the changes of an electric current by means of high speed pressure indicators of electric-capacity type and were recorded by an electro-magnetic oscillograph and were analyzed on some pressure indicator diagrams. Some conclusions are summarized as follows.

a) The maximum delivery ratio occurs on account of the inertia-effect and whether a delivery ratio is good or not depends mainly on the matching condition between the positive pressure wave in inlet process and the effective inlet closure.

b) In special cases of long intake pipe or high speed, the pulsation waves in the intake pipe have influence on the delivery ratio.

c) The maximum increase in the delivery ratio $(K-K_0)_m$ due to the exhaust pipe is obtained by the exhaust blow-down effect and whether an increase in the delivery ratio is good or not depends mainly on the matching condition between the maximum negative wave by exhaust blow-down and the effective scavenging closure.

d) In special cases of long exhaust pipe or high speed, the pulsation waves in the exhaust pipe have an effect on the increase in delivery ratio.

1. 緒 言

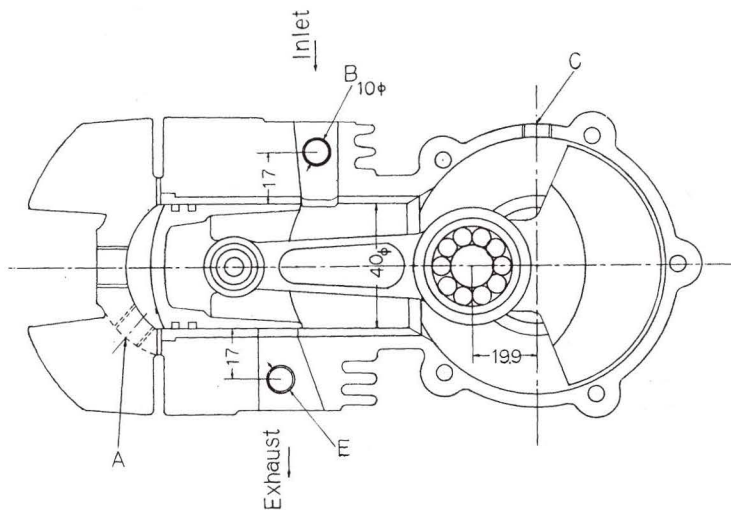
クランク室圧縮2サイクル機関においては、新気の吸入を行なう給気過程や燃焼ガスの掃・排気過程は機関性能に対し重要な意義をもつので、数多くの研究が進められ H. List¹⁾, 長尾²⁾, W. Wilhelm³⁾, W. Hülls⁴⁾などの報告がある。また、筆者⁵⁾も給気慣性効果や排気吹出し効果につき理論的考察を加えるとともに給・排気管系諸因子の給気比に及ぼす形影について明らかにした。しかし、これらの研究は主として給気比から直接給・排気管効果を説明したものであり、給排気管内における動的現象の実体についてはあまり考慮されていないようである。そこで、本報においては給気比の測定とともに、試作した電気容量型示圧計を用いシリンダ内、

クランク室、給気孔直前および排気孔直後の管内など各部の圧力変動を同時記録し、これら示圧線図を解析することにより、機関諸因子の給気比に及ぼす影響や給気管効果や排気管効果の現象をより具体的に検討した。

2. 実験装置および実験方法

供試機関はモータバイク用空冷2サイクル機関(図-1参照)であり、その諸元は表-1のとおりである。実験装置は図-2に示すように空気タンク④、給気管系③、供試機関①および排気管系②から構成されている。しかし、給気管系に関する実験のときは給気管による慣性効果および脈動効果を攪乱しないように給気量の測定装置を排気管系側に設置し、しかも駆動運転のもとに行なった。

これに対し、排気管系に関する実験では給気量測定装置を給気管系に配置し、発火運転実験を行なった。この際、燃料流量の微量調整と排気管内ガスの温度計測にとくに留意した。



示圧計取付位置 A:シリンダ, B:給気孔, C:クランク室, E:排気孔

図-1 供 試 機 関 (E-50)

表-1 供 試 機 関 の 諸 元

供試機関記号	E-50	E-125	供試機関記号	E-50	E-125
シリンダ径×行程 mm	40φ×39.8	55×5.25	ポ ー ト タイ ミ ング	給 気	60°
行 程 体 積 cc	50	125		排 気	67°
クランク室体積 cc (at T.D.C.)	161	452		掃 気	55°
圧 縮 比	7:1	7:1	給 気 管 径 mm	13.8	20
			排 気 管 径 mm	20	30

気の比重 gr/cm^3 , ϕ : 流量修正係数 ($=1-0.5246 \times 10^{-3} \Delta h$) である。次に、各部の変動圧力は図-1 に示すようにシリンダ ㉔、クランク室 ㉕、給気孔直前 ㉖ または排気孔直後 ㉗ に取り付けた容量型示圧計と井上回路方式の電気容量変換器 (図-3 参照) により、それぞれ電磁オシロに導びいた。

なお、使用せる示圧計 (図-4 参照) はとくに小型機関用として試作したものであり、図-4 a は主として給気管系およびクランク室用に、図-4 b は水冷式示圧計でシリンダおよび排気管系用である。とくに圧力検定用にはコック付示圧計 (図-4 c) を準備し、空気圧縮機および圧力測定装置を用い、示圧計のコックを迅速に切換え、変動圧力の記録直後に圧力検定線を同時記録した。また、クランクマークは同じ電気容量型ピックアップを用いて記録した。

3. 給気管効果について

前報までの考察によると給気管による動的効果には給気孔開口期間における管内気柱の慣性に基づく、いわゆる慣性効果と給気孔閉止後の管内に残存する気柱の圧縮性に基因する脈動波が次のサイクル給気過程に及ぼす影響、すなわち、脈動効果とが存在し、両効果は本質的に区別されるべきであり、しかも最大給気比の生成は主として前者に基因することを指摘した。かかる給気管効果 (慣性効果および脈動効果) の動的現象を調べる目的で、給気管系諸因子を変えて給気孔直前およびクランク室などの示圧線図を記録した。

3.1 慣性効果について

給気孔開直後、給気管内の気柱はその慣性のため、クランク室負圧に追従し得ず、負圧を生ずるが漸次気柱の流入速度は大きくなり、クランク室内圧力が大気圧以上になっても給気はその慣性によりなお流入を続ける。しただって、給気孔の有効閉じ角を給気の流入速度 0 の瞬間に一致させれば 4 サイクル機関の場合と同様に最大給気比が得られる筈である。かかる最大給気比の生成に付き各部の示圧線図から考察しよう。なお、給気孔閉止時 (I.C.) における給気孔直前の圧力波形の方が、クランク室内圧力に比較して著じるしく変化し、また現象の解析にもっとも便利 (後述) なので以下主として、この波形に注目する。

3.1.1 機関回転数 (N)、給気管長 (L_i) を変えた場合

実験結果の代表例として給気管長 $L_i=28 \text{ cm}$ (${}_0L_{18}$, 図-5 参照), $L_i=68 \text{ cm}$ (${}_0L_{58}$, 図-6 参照) の場合のオシログラムとその給気比曲線 (図-7 参照) を対比すると、給気孔直前の圧力線図は給気孔開 (I.O.) 以後ピストン運動の上昇に伴うクランク室内の圧力降下により負圧を示すが、それは給気管開口端で符号を変え正圧となって戻ってくる。この第 1 正圧波が図-5 (a), $N=1500 \text{ r.p.m.}$ および 図-6 (a), $N=1510 \text{ r.p.m.}$ ではクランク室に到来した後も、なお給気孔が開いているのでクランク室に吸入された第 1 正圧波は再び給気管に逆行し給気比は低い。しかるに 図-5 (b), $N=2700 \text{ r.p.m.}$ および 図-6 (b), $N=1790 \text{ r.p.m.}$ では正圧波がちょうど最高

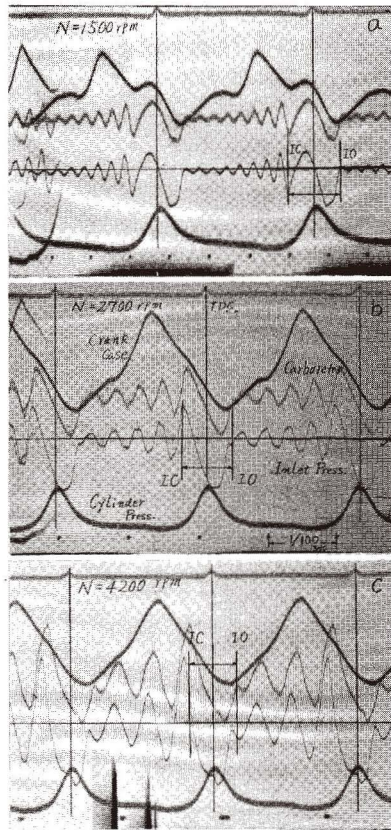


図-5 オシログラム ($L_i=0L_{18}$, E-50)

になったとき、すなわち、流入速度が0のとき、給気孔が閉じ(I.C.)ているので給気比は最大値を示している。この関係は同一形式機関 E-125 から求められる。すなわち、給気比曲線を図-8に、圧力線図を図-9に列挙しているが、いずれも第1正圧波が最大るとき給気孔が閉じる(I.C.)と最大給気比が与えられることがわかる。また、図-5(c), $N=4200$ r.p.m. および図-6(c), $N=2400$ r.p.m. のように高速になると第1正圧波がクランク室に十分入りきらないうちに給気孔が閉じている。それは給気孔閉止直後に給気管内の圧力がいづれも上昇していることから容易に推察できる。

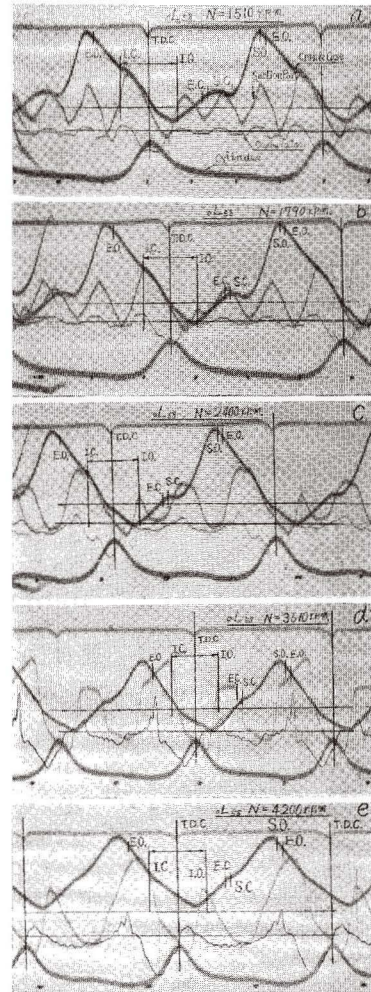


図-6 オシログラム ($L_i=0L_{58}$, E-50)

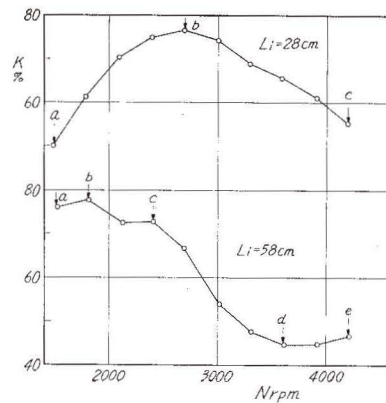


図-7 給気比曲線 (E-50)

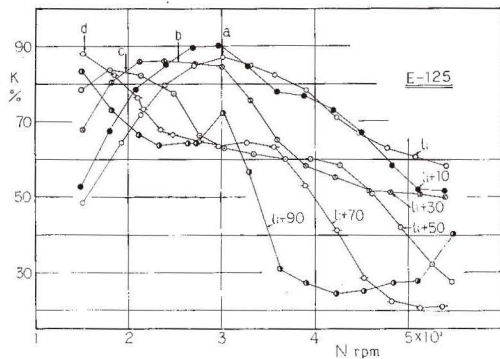


図-8 給気管長と給気比 (E-125)

この場合、給気比は低く、高速になるほどこの傾向は著じるしい。

次に、クランク室内の圧力変動に注目すると、給気孔開 (I.O.) における最大負圧から給気孔閉止後の断熱圧縮線までのクランク室内圧力曲線には二つの傾向が明らかに認められる。すなわち、図-5 (a) および 図-6 (a) では第1正圧波と同様に上に凸の膨んだ傾向を示し、逆流していることがわかる。これに対し、高速回転になると 図-5 (c), 図-6 (c) のように圧力曲線は直線的に変化し、給気の流入が吸込作用に追従しえなくなること示している。この両傾向の変位点 (図-5 (b), 図-6 (b)) では逆流もせず、十分に吸入されるので最大給気比が与えられることがわかる。しかし、かかる慣性効果 (最大給気比の生成条件) の判定には給気孔閉止時における給気管内圧力波形の方が著じるしい変化を示すので、この場合、クランク室内圧力波形を採用する必要はないだろう。

3.1.2 クランク室容積 (V_{km}) を変えた場合

クランク室容積 (V_{km}) を変えると給気比曲線は 図-10 に示すように大幅に変化し、とくに最大給気比 (K_M) を与える機関回転数 (N_M) はクランク室平均容積 (V_{km}) が増加すると逆に低速回転側に移行する。これは 図-11 から明らかなように、給気過程における給気管内圧力波の周期が長くなるためである。しかし、かかる場合にも最大給気比 (K_M) を規定するのは第1正圧波と給気孔閉止時 (I.C.) との同調条件であることが、オシログラム 図-11 (a) および 図-12 (a), (b) から明らかである。このようにクランク室容積が給気管系の一部として関与していることが確認された。したがって、慣性効果に注目した減衰振動方程式から求めた最大給気比の生成条件

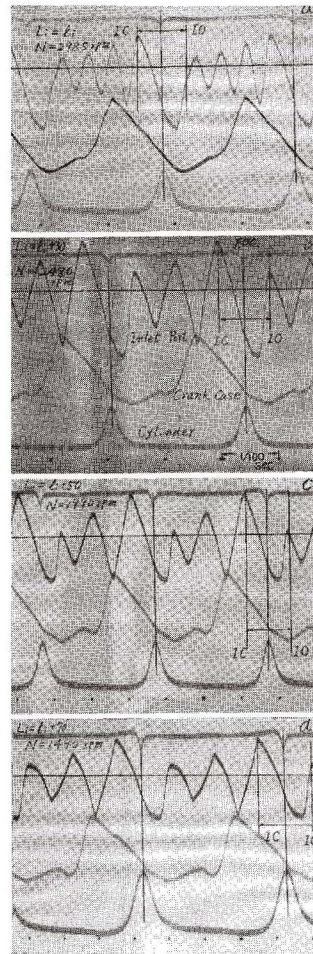


図-9 オシログラム (最適条件, E-125)

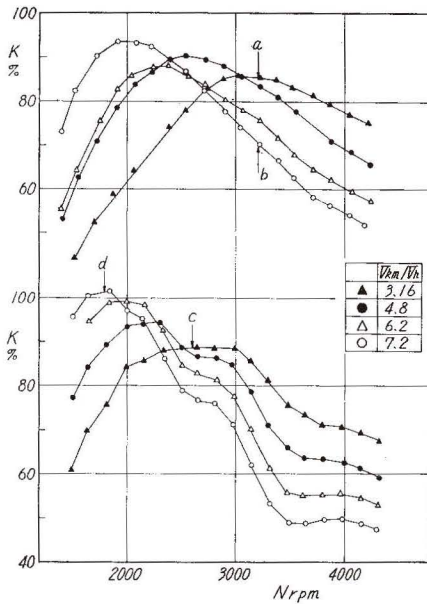


図-10 クランク室容積と給気比 (E-50)

$$1/Z_{iM}^2 = U^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (2)$$

$$Z_i = \frac{w}{a_i} \sqrt{V_{km} L_i^* / f_i} \quad (3)$$

はクランク室容積 (V_{km}) をも含んでいるので、単なる給気管長に注目した従来の同調条件よりも、より適切であるだろう。ここに Z_{iM} : 最大給気比を与えるときの慣性特性数 (Z_i), V : 流動抵抗係数, θ_i^* : 有効給気孔開口角, w : クランク角速度, a_i : 圧力伝播速度, V_{km} : クランク室平均容積, L_i^* : 給気相当管長, f : 給気孔まわりの断面積である。

3.1.3 給気孔開口角 (θ_i) を変えた場合

給気孔開口角 (θ_i) の影響を調べるために、給気孔開口角 (θ_i) のみを変えて変動圧力を記録した (図-13 参照)。また、同一条件で実測した給気比曲線を 図-14 に示す。

図において、給気管内圧力波形には給気孔開口角 (θ_i) を変えても変化が認められない。したがって、給気孔開口角 (θ_i) を広げると給気孔閉止時 (I.C.) における第 1 正圧波が高くなるので、それに比例して給気比も増加している (図-14, c と e の比較)。

また、前述の場合と同様に第 1 正圧波が最高るとき給気孔が閉じると給気比曲線の山を生じることがわかる (図-13 e, 図-14 e 参照)。

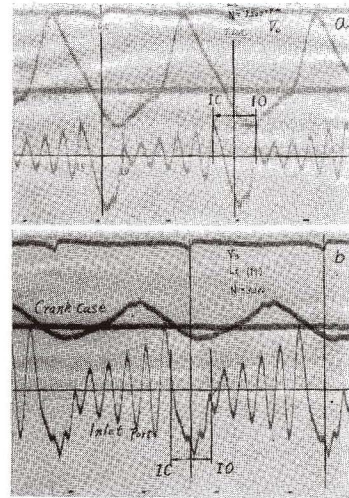


図-11 オンログラム (クランク室容積, E-50)

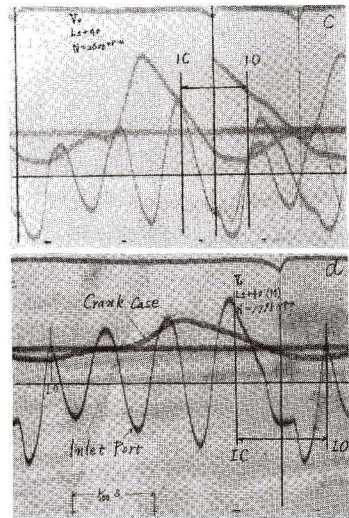


図-12 オンログラム (クランク室容積, 最適条件, E-50)

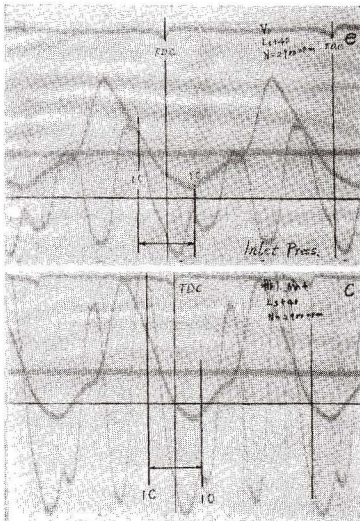


図-13 オンログラム (給気孔開口角, E-50)

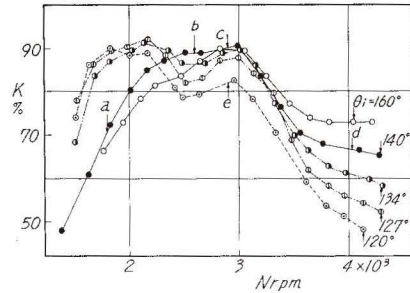


図-14 給気孔開口期間と給気比

3.1.4 気化器開度 (c), 給気管径 (d_i) を変えた場合

最大給気比 (K_M) の生成条件 (2) 式から, 流動抵抗係数 (U) は給気孔開口角 (θ_i) と同様に最大給気比の生成を支配することがわかる。

かかる流動抵抗の影響を調べる目的で, 気化器開度 (c) を変えた場合の実験結果を図-15 および図-16 に, また気化器を取り除き, 給気管の直径のみを変えた場合の実験結果を図-17 および図-18 に示す。

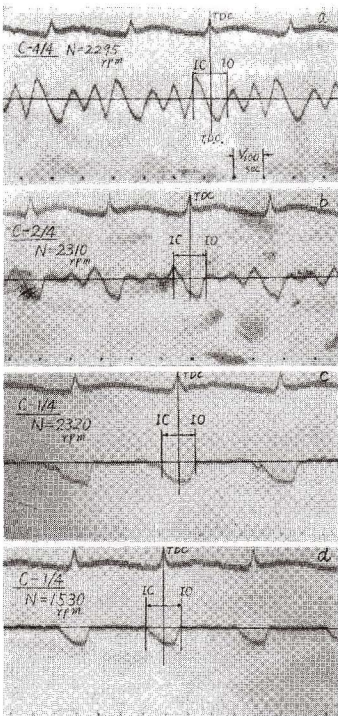


図-15 オンログラム (気化器開度, $L_i=0L_{30}$, E-125)

両図を対比すると, 気化器開度 (c) および給気管径 (d_i) が小さくなると, それに伴って給気過程における負圧が順次増加し, 第1正圧波の到来は順次おこなれている (図-15 の a, b, c を比較および図-18 の a, d 比較)。このため給気比は図-16 および図-17 に示すように急激に低下し, 最大給気比 (K_M) を与える機関回転数は低速側に移行している。しかし, オンログラム 図-15 b, d および図-18 a, b, c のように第1正圧波が最高るとき給気孔が閉じると (I.C.) 最大給気比が与えられる。この関係は気化器開度を全開とし, 機関回転数や給気孔開口角を変えた場合と全く同じである。

3.1.5 給気管系形状を変えた場合⁵⁾

内燃機関の給気管は必ずしも直管型である必要はなく各種形状のものが使用可能である。かかる特殊型給気管系の動的効果を解明するため, 段付型, 穿孔型, サイクロン付, 円錐型給気管系などの寸度を広範囲に変えた実験を行なうとともに, 最大給気比の生成条件を慣性理論

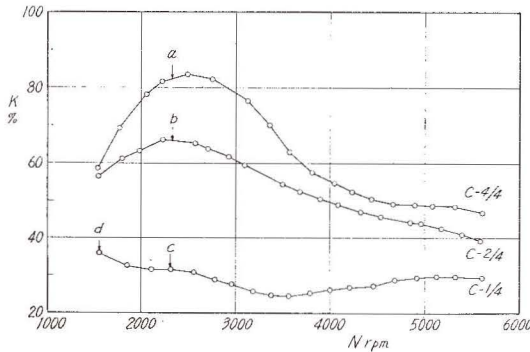
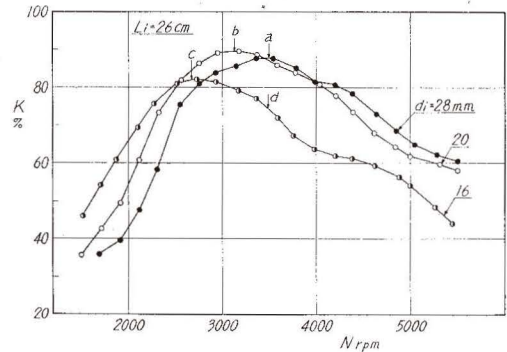

 図-16 気化器開度と給気比
(E-125, $L_t = 0L_{30}$)


図-17 給気比曲線 (E-125)

から誘導した。その結果、給気管系形状の最大給気比に及ぼす影響は慣性特性数 (2) 式に含まれる相当管長 (L_t^*) の変化として考慮すればよく、条件式 (2) はそのまま適用できることをすでに明らかにしたので、ここでは省略する。

3.1.6 慣性効果に対する考察

以上の解析により給気化は主として給気過程における第 1 正圧波と給気孔閉 (I.C.) との同調の良否に左右されることが明らかとなった。すなわち、給気過程に生ずる負圧 (給気管内気柱の慣性、流動抵抗による) が管端で符号を変えて戻ってくる。この第 1 正圧波がクランク室に入りきっても給気孔が開いていると圧力波は再び管端に向って逆行し、給気比は低くなる。これに対し、圧力波が十分に入りきったところ (第 1 正圧力波が最高) で給気孔が閉じれば、いわゆる慣性過給され給気比は最大となる。さらに、第 1 正圧波が十分に高くならないうちに給気孔が閉じると給気比は低下する。また、第 1 正圧波を支配する因子はクランク室と給気管から構成される管系の等価管長 ($\sqrt{V_{km} L_t^* / f_i}$)、 a_i と流動抵抗 (d_i, c) など) であり、この圧力波と給気孔閉止時との時間関係は給気孔開口角 (θ_i) と機関回転数 ($\omega = 2\pi N/60$) に左右される。したがって、慣性過給は上記各機関因子によって支配されるが、これは最大給気比の生成条件式 (2) から与えられる結果とよく一致している。

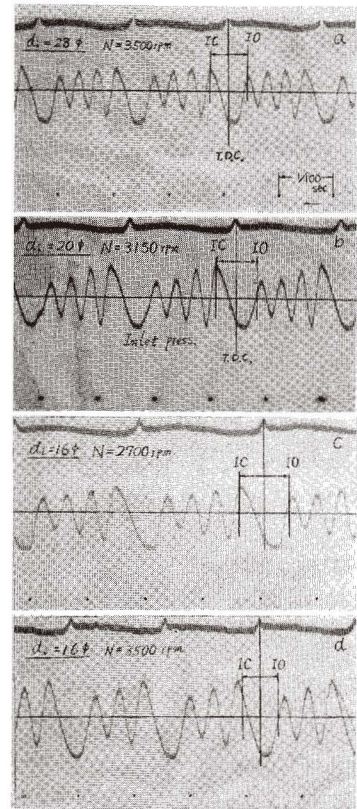


図-18 オシログラム (給気管径、気化器なし、E-50)

3.2 給気脈動効果について

一般に給気管が長くなると高速領域の給気比は低下するが、再び増加することがある。これは衆知の通りに給気孔が閉じた後、管内に残存する圧力波（脈動波）が次の給気過程に影響し給気比の増加または低下をきたすためであり、かかる脈動効果を規定する特性数としては P. Voissel⁶⁾ の脈動次数 (q_i) と同形の

$$q_i = 15 a_i / NL_{ip}^* \quad (4)$$

が有用ではあるが、そのみでは十分に説明できないので給気過程の後半に重畳する脈動波に注目した脈動特性数 (Q_i)

$$Q_i = (1 + Q_i^* / 360) \cdot q_i \quad (5)$$

を用いて高速領域における脈動効果を説明した⁵⁾。さらに、等価管長 (L_{ip}^*) はインピーダンス理論から容易に求められることを示した。かかる現象については詳しく報告⁵⁾したので、ここでは示圧線図の代表例を示すに留める。

先に示したオシログラム、図-6 と給気比曲線、図-7 とを対比すると、図-6 (a), $N=1510$ r.p.m. および同図 (b), $N=1790$ r.p.m. では給気管内に残存する脈動波のうち給気期間に影響するのは第4次および第5次という高次の脈動波のため、それ自体かなり減衰しているのみならず給気期間中に正および負の波が同時に入り込むので、その影響は比較的小さく給気比は主として給気孔閉止時 (I.C.) における給気過程の第1正圧波（いわゆる慣性効果）に支配されている。したがって、給気比曲線（図-7）の a, b 点にはさほど顕著な影響は表われていない。しかし、図-6 (c), $N=2400$ r.p.m. では第3次の正の脈動波が給気期間に重なるので給気比はやや上昇し（図-7, $L_i=58$ cm の c 点）、図-6 (d), $N=3610$ r.p.m. では給気期間の不足のため給気過程の第1正圧波がいまだに十分到来しないうちに給気孔が閉止 (I.C.) するので給気比は著しく低下する。そのうえ第3次の負の脈動波が重畳するので一層給気比は低下している。また、図-6 (e), $N=4200$ r.p.m. では第2次の正の脈動波が同調しているが、後半に第3次の負の圧力波の一部が入ることになるので給気比はわずかに増加しているに過ぎない。

かかる現象は給気管長が $L_i=88$ cm の場合（図-19, $L_i=0L_{78}$ ）や供試機関 E-125 の場合（図-20, $L_i=L_i+70=86$ cm）にも全く同じである。

以上述べたように、給気管内に残存する脈動波の影響は給気過程の第1正圧波と給気孔閉止時 (I.C.) との関係、すなわち、慣性効果の良否に左右されることがわかる。すなわち、慣性効果の利用が良好の場合には (4) 式で与えられる脈動特性数 (q_i) が $q_i=1\frac{3}{4}$ のとき給気比曲線の山、 $q_i=2$ で谷を生ずる。これに対して、慣性効果の利用が不良の場合には給気期間の後半に正圧波が重量する $Q_i=1\frac{3}{4}$ ($q_i=1\frac{3}{4} \sim 1\frac{1}{4}$ に相当) で給気比曲線の山、 $Q_i=1\frac{1}{4}$, $2\frac{1}{4}$ のとき給気比は低下する。なお、 $q_i \geq 2$ のときは一般に給気孔閉止 (I.C.) 時の第1正圧波は高いので、

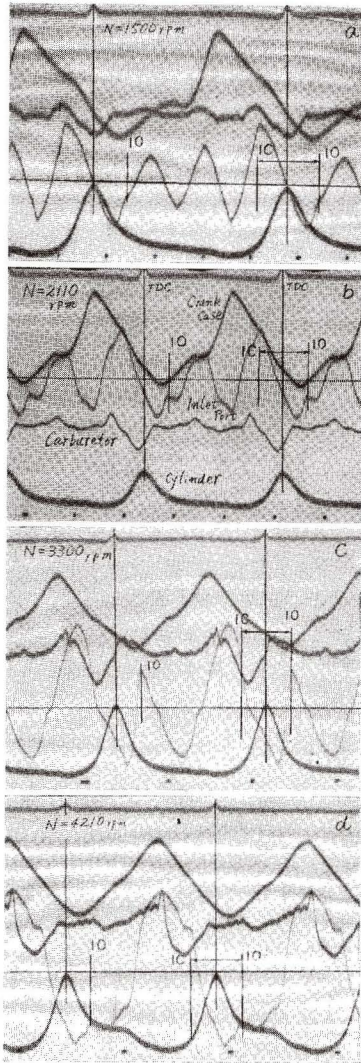


図-19 オシログラム (脈動効果, E-50, $L_i = 0L_{78}$)

この場合の同調条件は前者と同じである。

4. 排気管効果について

前報までの考察によると、排気管効果には排気吹出し直後の負圧波による掃気作用 (排気吹出し効果) と管内に残存する脈動波が次の掃気過程に及ぼす影響 (排気脈

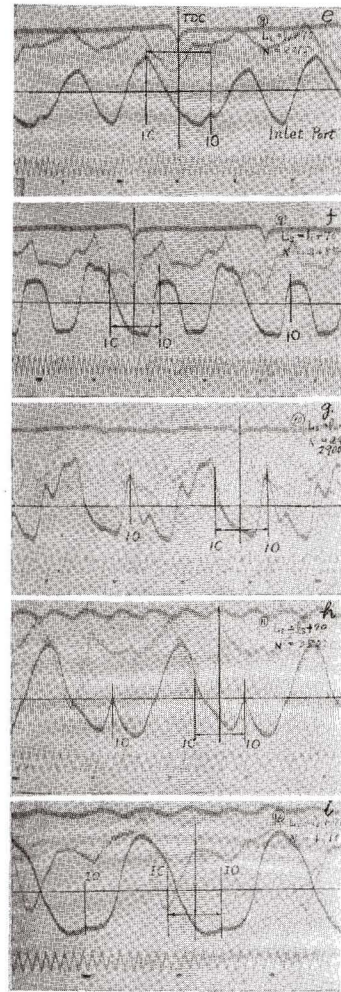


図-20 オシログラム (脈動効果, E-125)

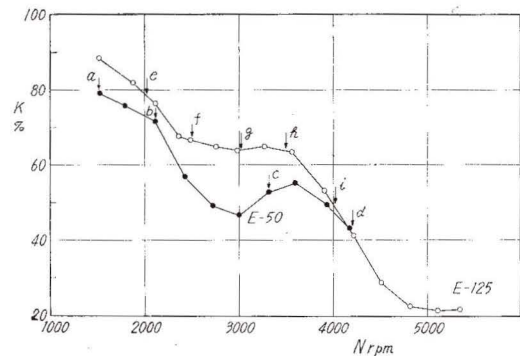


図-21 給気比曲線 ($L_i = 0L_{78}$)

動効果) とに大別され, 最大の給気比増加を与えるのは主として排気吹出し効果であることが明らかとなった。さらに, 排気吹出し効果を規定する圧力波の周期を近似慣性理論およびインピーダンス理論の両理論からそれぞれ求め, その適用範囲を明確にするとともに排気吹出し効果の同調条件式

$$Z_e \left(\equiv \frac{w}{a_e} \cdot L_e^* \right) = \frac{4}{3} \cdot \frac{\theta_{es}^*}{360} \quad (6)$$

に含まれる排気管系の等価管長 (L_e^*) の算出式をも提示した⁵⁾。かかる排気管系の動的現象をより具体的に検証するため排気管系諸因子を広範囲に変え, 主として排気孔直後の変動圧力を記録した。

4.1 排気吹出し効果について

排気管効果に関する従来の研究は主として脈動効果に注目しているが, ここでは給気比に対し重要な排気吹出し効果に注目し, とくに最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える条件について考察する。

4.1.1 排気管長 (L_e), 機関回転数 (N) を変えた場合

排気管長 (L_e) および機関回転数を広範囲に変えた実験結果のうち代表例として排気管

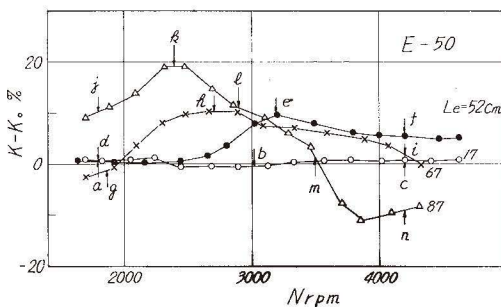


図-22 機関回転数, 排気管長と給気比 ($K-K_0$)

長 $L_e=17$ cm, 52 cm, 67 cm および 87 cm

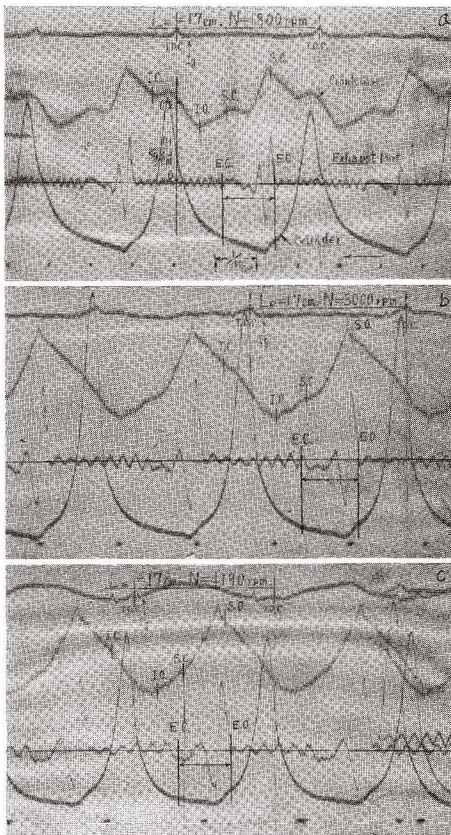
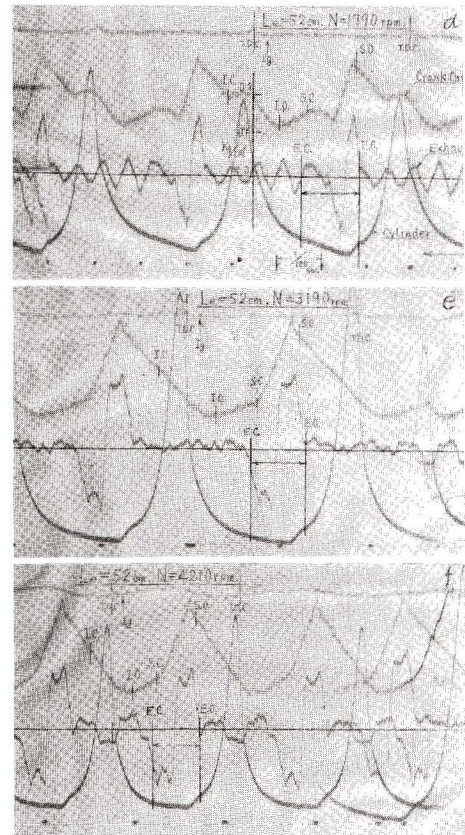
の場合の給気比曲線から排気管効果のみを適確に表示するため, 排気管を使用しない場合の給気比 (K_0) との差 ($K-K_0$) を求め,

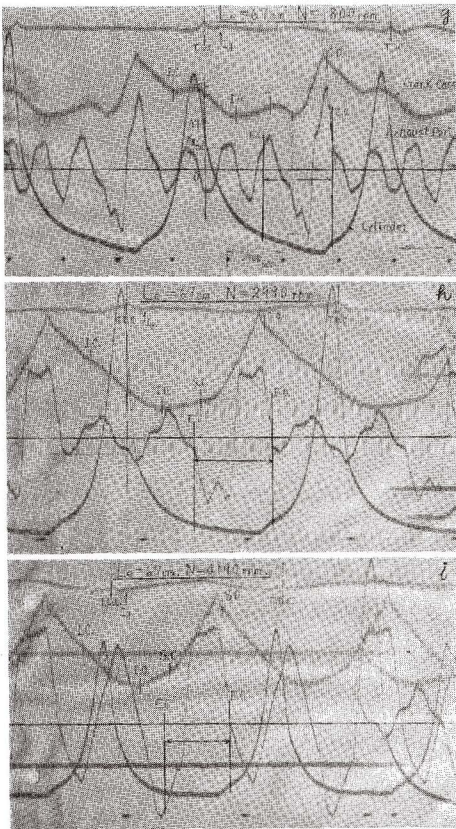
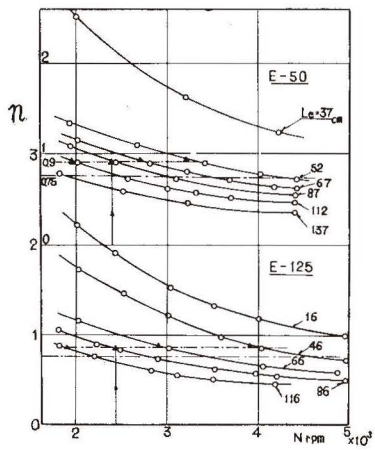
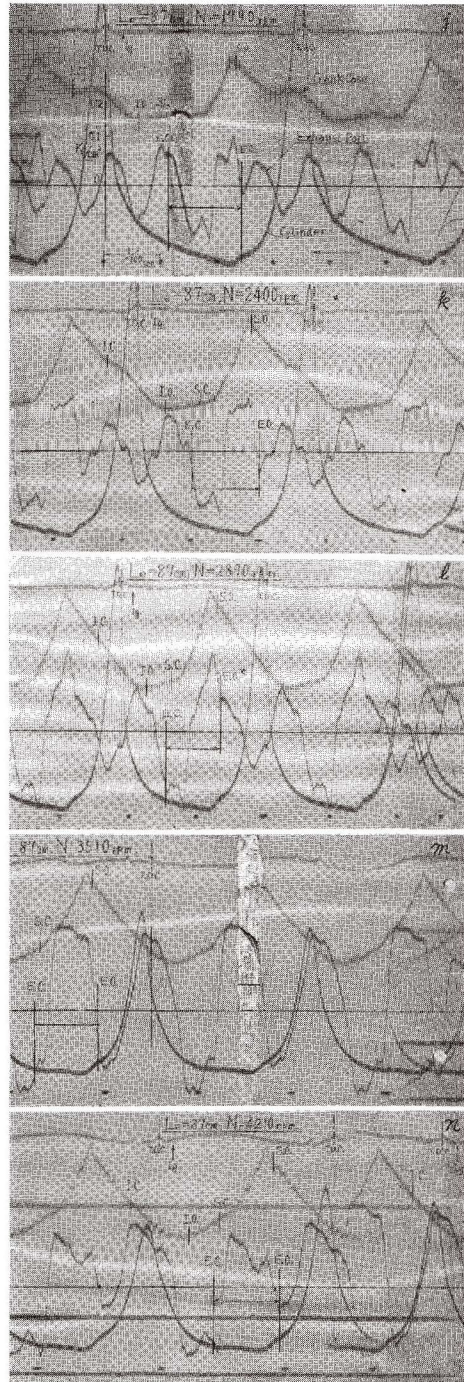
それを示したのが 図-22 である。図中 a, b, c…… に対応するオシログラムを 図-

23 ($L_e=17$ cm), 図-24 ($L_e=52$ cm), 図-25 ($L_e=67$ cm) および 図-26 ($L_e=87$ cm) に

示す。まず, 図-23 (a)~(c) において, 排気孔間 (E.O.) 後急速な排気吹出しに引続き, 排気管内圧力は負圧を生ずるが, $L_e=17$ cm の場合にはこの第 1 負圧波は比較的小さく, しかも, その周期も短かいので掃気期間に正負の波が同時に入り込む。したがって, 掃気作用には余り影響せず, 給気比の増加はほとんど期待できない。これに対し, 図-24 ($L_e=52$ cm), (d), $N=1790$ r.p.m. の場合, 第 1 負圧波がクランク室に入った後も掃・排気孔が開いているので再び排気ガスは逆流し, 掃気孔閉止時 (S.C.) のクランク室はかえって高くなり, 排気吹出し効果は殆んど望めない ($K-K_0 \neq 0$, $K=58\%$)。しかるに, 図-24 (e), $N=3190$ r.p.m. では第 1 負圧波がほぼ排気孔閉 (E.C.) まで継続し, 十分に掃気を行なうのでクランク室内圧も低く, この場合の給気比 ($K-K_0$) は $N=3200$ r.p.m. 附近で最大となっている (図-22 参照, $K-K_0 \div 10\%$, $K=89\%$)。同様に, $L_e=67$ cm, 87 cm の場合 (図-25, 図-26) も排気吹出し圧力波の約 1 サイクル

が、ほぼ排気期間 (θ_e) に重なるとき (図-25 の h, 図-26 の o 参照) 給気比 ($K-K_0$) は最大となっている (図-22 の h, o 点参照)。また、この関係は同形式の供試機関 E-125 の場合にも全く同じである。かかる排気吹出し効果の同調条件を明確にするため、排気管長 (L_e) および機関回転数 (N) を広範囲に変えた場合のオンログラムから排気孔開口期間 (θ_e) に含まれている排気吹出し圧力波のサイクル数 (n) を求め、それを機関回転数につきプロットしたのが 図-27 である。次に、給気比 ($K-K_0$) 曲線から最大の給気比増加 ($K-K_0$)_M を与える機関回転数 (N_M) を求め、これを各排気管長に対するサイクル数 (n) の曲線上にプロットすると ▲ 印となる。図によると、機関 E-50 および機関 E-125 とともに排気吹出し圧力波の約 0.9 サイクルが排気孔開口期間に一致するとき最大の排気管効果 ($K-K_0$)_M が与えられることがわかる。いま、クランク室圧縮 2 サイクル機関の掃・排気過程を考えると掃気孔閉 (S.C.) から排気孔閉 (E.C.) までの間はシリンダ内充填ガスの押し出し期間であり、充填効率、すなわち機関のトルクには関与するが、給気比には直接影響しないものと考えられる。したがって、給気比の観点からはむしろ掃気孔閉時 (S.C.) の圧力波に注目するのが合理的であろう。そこで、排気孔開 (E.O.) か


 図-23 オンログラム ($L_e=17$ cm, E-50)

 図-24 オンログラム ($L_e=52$ cm, E-50)

図-25 オシログラム ($L_e=67$ cm, E-50)図-27 排気吹出し圧力波の
サイクル数 (n)図-26 オシログラム ($L_e=87$ cm, E-50)

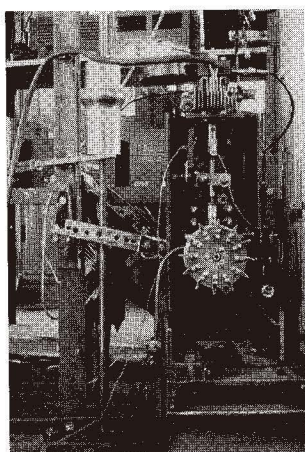


図-28 模型機関 (M-50)

ら有効な掃気孔閉 (S.C.*) までの期間 (θ_{es}^*) に含まれる圧力波のサイクル数 (n^*) を求めると $n^* = (\theta_{es}^* / \theta_e) \cdot n \div 0.75$ となる。これは排気吹出しに基づく管内の負圧が最大のとき実質的に掃気孔を閉じると、そのときのクランク室内圧力は最も低くなり、それに続く給気作用が助長されるためと解釈され、空気模型機関から得られた結果ともよく符合している。すなわち、空気模型機関 (図-28 参照) を用い、圧縮空気を唯1回のみ排気させた場合のシリンダ圧、排気孔直後の管圧および弁時期を同時記録したオシログラムを 図-29 (4サイクル機関の弁を開閉した場合) および 図-30 (2サイクル機関を1回のみ回転させた場合) に示す。

図によると、排気管が短い場合には排気孔直後の管内には排気吹出しによる正圧波がほとんど生じないにもかかわらず、排気ガス流の慣性に基因すると思われる負圧を生じている。この場合、負圧は小さく、シリンダ圧に対しほとんど影響を与えておらず、しかも両者の最大負圧の生成時期もかなりずれている。これに対し、或程度の管長、たとえば $L_e = 120 \text{ cm}$ とな

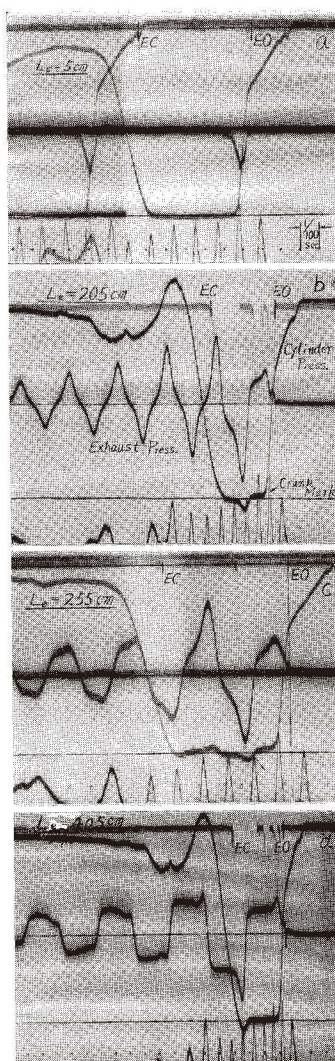


図-29 オシログラム (模型機関, E-50)

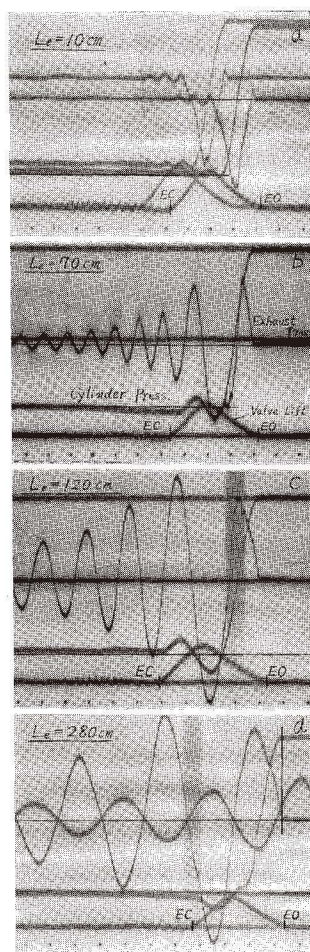


図-30 オシログラム (模型機関, E-150)

ると正圧波も大きく、その反射負圧波も大きくなるのでその効果も顕著になる。したがって、シリンダ圧はかなり大きな負圧を生じている。この際、シリンダと排気管圧の最大負圧時期はよく一致しているのでシリンダ圧が排気吹出し負圧波に左右されていることがよくわかる。かかる場合には排気管の最大負圧の生成時期から排気吹出し効果の良否を判定できることを示しており、前述の実用機関における考察が十分妥当であることがわかる。

4.1.2 クランク室容積 (V_k) を変えた場合

クランク室容積は 3.1.2 節で述べたように給気管系の一部として関与するが、掃・排気過程を考えると掃・排気管系の一部としても影響するものと思われる。そこで、クランク室容積 (V_k) を 4 種類に変えて給気比を測定した。

その実験結果から ($K-K_0$) 曲線を求めたのが 図-31 である。図によると給気比 ($K-K_0$) 曲線はクランク室容積の影響を大きく受け、とくに最大の排気管効果 ($K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) はクランク室容積が大きくなるとむしろ低速回転側に移行している。これは 図-32 のオシログラムに示されるように掃・排気過程における排気管内圧力波の周期が順次長くなるためであり、かかる場合にも最大の排気吹出し効果を規定する第 1 負圧波と有効掃・排気孔閉止時 (S.C.*) との同調条件はクランク室容積に関係なく、機関回転数 (N) や排気管長 (L_e) を変えた場合と全く同様である。このようにクランク室容積は給気管系のみならず排気吹出し効果に対する等価管長 (L_e^*) にも関与するが、これは既報⁵⁾ の理論的考察ともよく符合している

4.3.1 掃・排気孔開口角 (θ_{es}^*) を変えた場合

給・排気管系の条件を一定とし、掃気孔開口角 (θ_s) および排気孔開口角 (θ_e) をともに変えた場合の給気比 ($K-K_0$) 曲線を 図-33 に示す。図によると、($K-K_0)_M$ を

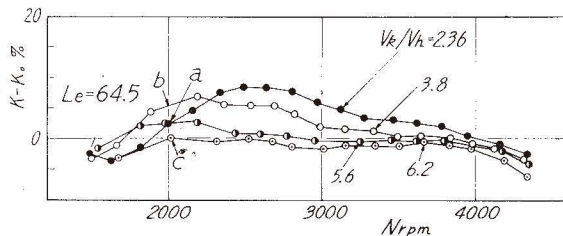


図-31 クランク室容積と給気比 ($K-K_0$), E-50

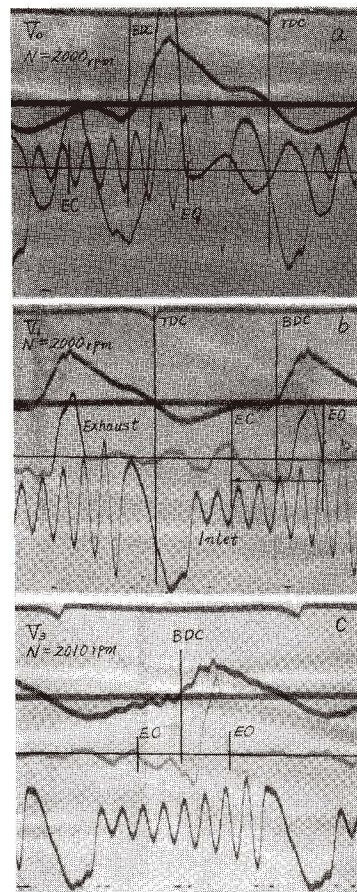


図-32 オシログラム (クランク室容積, E-50, $L_e=64.5$ cm)

与える機関回転数 (N_M) は掃・排気孔開口角 ($\theta_{es}=(\theta_e+\theta_s)/2$) に比例して高速側に移行している。この際、排気管内圧力波の周期は掃・排気孔開口角を変えてもほとんど変化していない (図-34 参照)。したがって、排気吹出し第1負圧波と有効掃・排気孔閉止時 (S.C.*) との同調条件 (時間的關係) から 図-33 における実験結果は容易に理解される。

4.1.4 排気管系形状を変えた場合

内燃機関の排気管としては、必ずしも直管型である必要はなく、各種形状のものが使用可能である。とくに排気管の先端に段付管または円錐管を取り付けた排気管系は有用であることを明らかにした。かかる排気管系は勿論のこと拡張室付排気管系においても、最大の排気吹出し効果を与える条件式としては、直管型排気管系から求められた (6) 式がそのまま適用でき、排気管系形状の影響はインピーダンス理論から算出される等価管長 (L_e^*) について考慮すればよいことをオシログラムと対比しながら検証し、すでに報告⁵⁾したのでここでは省略する。

4.1.6 排気吹出し効果に対する考察

以上の解析により最大の排気吹出し効果 ($K-K_0$)_M は主として掃・排気過程における第1負圧波と有効掃・排気孔閉 (S.C.*) との同調条件の良否に左右されることが明らかとなった。すなわち、排気過程に生ずる排気吹出し正圧波は排気管開口端で符号を変えて戻ってくる。

この第1負圧波がクランク室に入りきっても有効掃気孔が開いていると圧力波は再び管端に向って逆行し給気比 ($K-K_0$) は低い。これに対し、圧力波が十分に入りきったとき (第1負圧波が最低) 掃気孔が有効に閉じれば給気比 ($K-K_0$) は最大となる (圧力波の 3/4 サイクルが有効掃・排気孔開口期間 (θ_{es}^*) に同調)。また、第1負圧波が十分に低くならないうちに有効掃気孔閉 (S.C.*) となると給気比 ($K-K_0$) は低下する。

なお、排気吹出し第1負圧波を支配する因子は、クランク室、シリンダおよび排気管から構成される管系の等価管長 (L_e^*) と圧力伝播速度 (a_e) であり、この圧力波と有効掃気孔閉時

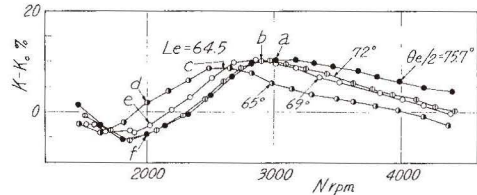


図-33 排気孔開口角と給気比 ($K-K_0$), E-50

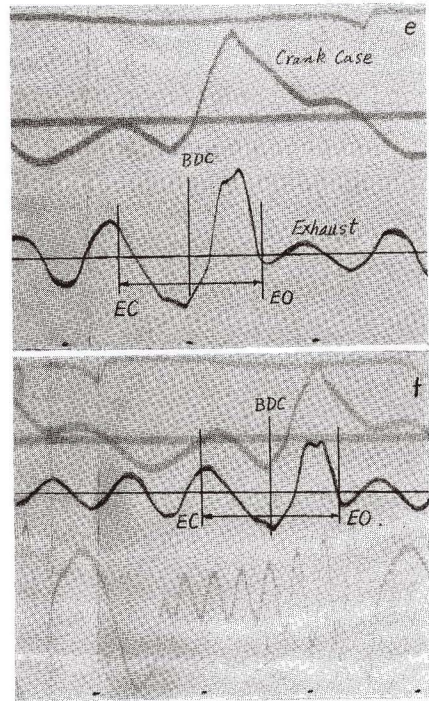


図-34 オシログラム (排気孔開口角, $L_e=64.5$ cm, $N=2000$ r.p.m., E-50)

(S.C.*) との時間関係は有効掃・排気孔開口角 (θ_{es}^*) と機関回転数 ($\omega = 2\pi N/60$) に左右される。したがって、排気吹出し効果は上記各因子によって支配されるが、これは最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える条件式 (6) とよく一致していることがわかる。

従来の排気管効果に関する研究は後述する脈動理論の立場、すなわち、単なる排気管長のみを注目したものが多い。たとえば、Kastner⁷⁾ は一端閉の管内気柱の基準振動周期 ($=4L_e/a_e$) と排気孔開口時間 $\{=(\theta_e/360) \div (N/160)\}$ との同調から最大の排気管効果を与える条件として

$$Q_e = 24 \cdot N \cdot L_e / a_e \quad (7)$$

を示し、W. Wilhelm⁸⁾ は 3/4 周期との同調に注目し

$$L_e = (\theta_e/18) \cdot (a_e/N) \quad (8)$$

を与えている。これらは、いずれも単に排気管のみを考慮したものであり、4・1・2 節で示したようにクランク室容積が排気管系の等価管長 (L_e^*) の一部として関与する事実を考慮していないので、排気吹出し負圧波の影響を適確に表示するものとは云い難いように思われる。

4・2 排気脈動効果について

一般に排気管が長くなると 図-35 に示すように高速領域の給気比 ($K-K_0$) は低下するが再び増加を示すことがある。これは給気脈動効果の場合と同様に排気孔が閉じた後、管内に残在

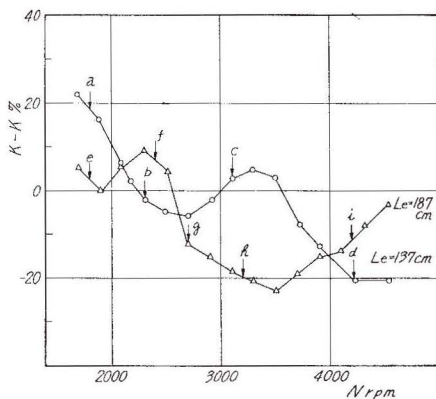


図-35 給気比曲線 ($K-K_0$), E-50

する圧力波 (脈動波) が次の掃・排気過程に影響し、給気比 ($K-K_0$) の増加または低下をきたすためであり、かかる脈動効果を規定する特性数として給気脈動次数 (q_i) と同じく排気脈動次数 (q_e) がよく用いられている。しかし、給気脈動効果の場合と同様に、有効掃気期間後半に重畳する脈動波が給気比 ($K-K_0$) 曲線の起伏を決定的に支配するものと考え、排気脈動特性数 (Q_e)

$$Q_e = (1 + \theta_{es}^*/360) \cdot (15 a_e / N L_e^*) = (1 + \theta_{es}^*/360) \cdot q_e \quad (9)$$

を提案し、実験的にも妥当なことを検証しすでに

報告⁵⁾ した。そこで、ここでは排気脈動効果の現象についてオシログラムと対比しながら考察する。

実験結果の代表例として排気管長 $L_e = 137$ cm および $L_e = 187$ cm の場合のオシログラムを 図-36 および 図-37 に示す。これらと 図-35 の給気比 ($K-K_0$) 曲線とを対比すると 図-36 (a), $N = 1790$ r.p.m. では排気孔開時 (E.O.) から次のサイクルの E.O. までの 1 サイクル中に含まれる脈動波の次数 q_e^* (オシログラムから求めた値) は $q_e^* \div 2\frac{1}{4}$ であり、有効掃・排気期間

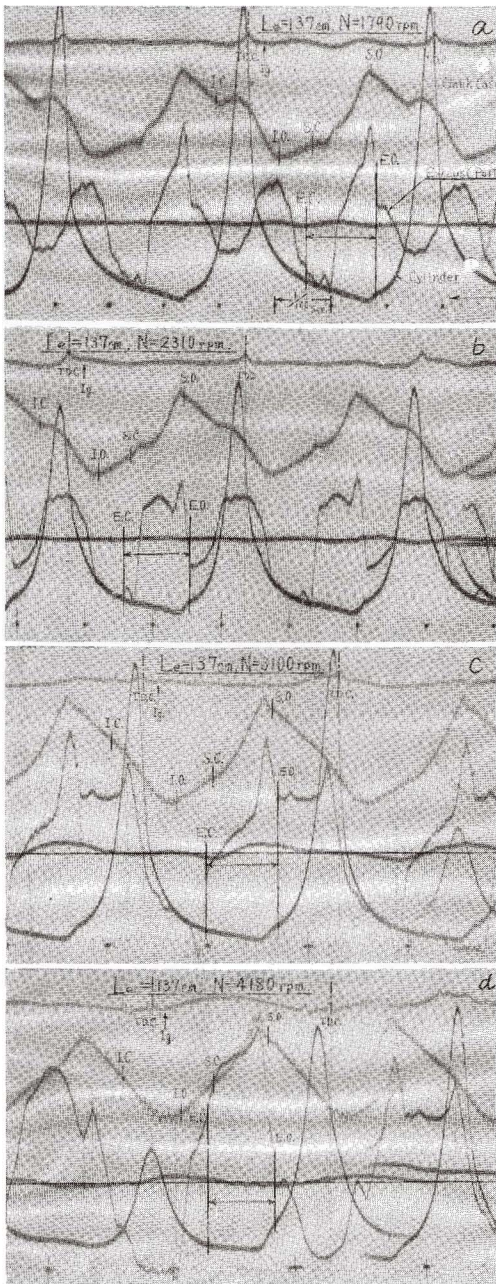


図-36 オシログラム ($L_e = 137 \text{ cm}$, E-50)

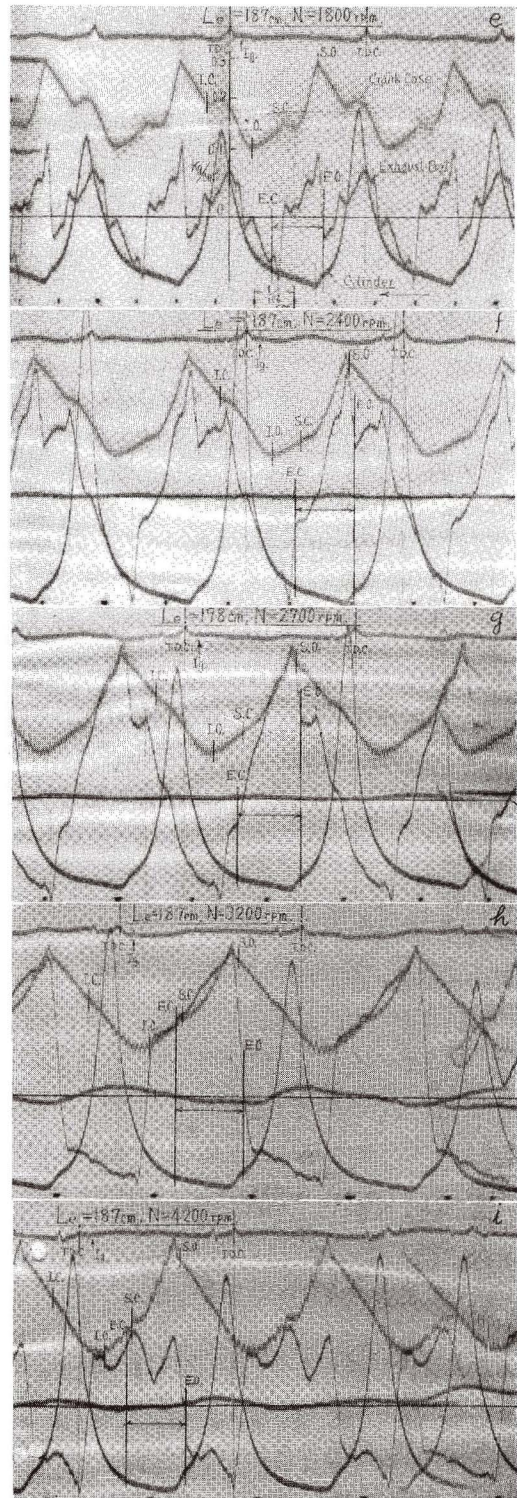


図-37 オシログラム ($L_e = 187 \text{ cm}$, E-50)

(θ_{es}^*) に含まれる脈動波のサイクル数 $4q_e^*$ ($=\theta_{es}^*/360 \cdot q_e^*$) は $3/4$ である。したがって、排気孔開 (E.O.) から次の掃気過程における有効掃気孔閉止時 (S.C.*) までに含まれるサイクル数 (Q_e^*) は θ_e^* ($=q_e^* + 4q_e^*$) $= 3$ となるので排気孔開時 (E.O.) には正圧波が同調するが、有効掃排気期間 (θ_{es}^*) の後半には負圧波が重なるので排気吹出しに基づく正圧波を削り負圧波を助長するので、有効掃排気期間 (θ_{es}^*) 中の負圧期間は十分でないにもかかわらず給気比 ($K-K_0$) は高い。また図-36 (b), $N=2310$ r.p.m. では $Q_e^* \div 2\frac{2}{3}$ で有効掃・排気期間 (θ_{es}^*) 後半に脈動波の正圧が重畳するので排気吹出し正圧波が増大し、このため有効掃排気孔期間 (θ_{es}^*) における負圧期間の減少とあいまって急激な ($K-K_0$) の低下をきたしている (図-35 の b 点参照)。これに対し、図-36 (c), $N=3100$ r.p.m. では θ_{es}^* 期間の大半が正圧波で覆われているにもかかわらず $Q_e^* \div 2$ のため残留脈動波が θ_{es}^* 期間全域に重畳するので排気吹出し正圧波を削り、給気比 ($K-K_0$) 曲線は上昇している ($K-K_0 \div 5\%$)。

次に図-36 (d), $N=4180$ r.p.m. では $Q_e^* = 1\frac{2}{3}$ となり θ_{es}^* 期間は完全に排気吹出し正圧波で覆われ、しかも残留正圧波が同調し、その振幅も極めて大きい。したがって、掃・排気作用は著じるしく劣化している ($K-K_0 \div -20\%$)。このため次のサイクルは失火している。このように排気管内に残存する脈動波のうち負の波が掃・排気期間の後半に重なると給気比 ($K-K_0$) は増大し、正の波のときは低下する。この残留脈動波が次の掃・排気過程に及ぼす影響を排気脈動効果という。

5. 結 言

給・排気管系の示圧線図と給気比曲線とを対比しながら給気管効果および排気管効果について考察してきたが要約すると次のとおりである。

1) 示圧線図の解析から給気管効果は慣性効果と残留脈動波の効果とに大別され、最大給気比の生成は主として前者に基因することがわかった。なお、慣性効果の良否は給気過程の負圧により生ずる第1圧力波に対する給気孔閉止時期の適否に左右される。

2) 慣性効果に影響する因子としては給気管長、管径、気化器開度、形状、クランク室容積、機関回転数および給気孔開口角であることがわかった。これは最大給気比の生成条件式 (2) から与えられる結果を実証している。

3) 給気管がとくに長いか、高速回転のときには脈動効果は顕著となり、第1, 2次の脈動波の山が給気孔開口期間に重なるとき給気比は増加する。

4) 排気管による動的効果は排気吹出しに続く負圧波の影響、いわゆる排気吹出し効果と排気孔閉止後管内に残存する脈動波が次の排気過程に及ぼす影響、すなわち、排気脈動効果との二つに大別され、最大の排気管効果は主として前者に基因し、そのときの排気脈動効果は小さい。なお、排気吹出し効果の良否は排気吹出しに続く負圧波に対する有効掃気閉止時の適否

に左右される。

5) 排気吹出し効果に影響する因子としては排気管長、クランク室容積、排気管系形状、機関回転数および有効掃・排気孔開口角などであるが、これは最大の給気比増加を与える条件式 (6) から与えられる結果と符合している。

6) 接気管が長い場合には排気脈効果が著じるしい。それを規定するのは有効掃気期間の後半に重畳する脈動波であり、負圧波のときには給気比が増加する。

終りにのぞみ、日頃御指導、御鞭撻を賜わっている東京大学宇宙航空研究所 浅沼 強教授、北海道工業大学 黒岩 保教授、供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K., 実験を担当した室蘭工業大学熱工学研究室員および関係各位に深甚な謝意を表す。

(昭和 42 年 1 月 10 日受理)

文 献

- 1) H. List: Ladungewechsel der Verbrennungskraft, Wein 4-2 (1950).
- 2) 長尾・ほか 2 名: 機械学会論文集, 26, (171) (昭和 35-11), 1675.
- 3) W. Wilhelm: Forsch. Landes Nordrhein-westfalen 981 (1961).
- 4) W. Hüllsse: M. T. Z. 20, 8 (1959), 293.
- 5) 沢: 室工大研報 4, (3); 5, (1); 5, (2).
- 6) P. Voissel: VDI-Forsch. (1940), 109.
- 7) Kastner: Engg. 150 (1940), 301.